

УДК 66.045.01

А. А. ВАСИЛЕНКО, С. К. КУСАКОВ, И. А. БОЧАРНИКОВ, В. В. ЗОРЕНКО, О. П. АРСЕНЬЕВА**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА КОНДЕНСИРУЕМЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ**

В статье представлена математическая модель конденсации пара из смеси с неконденсирующимся газом в каналах пластинчатого теплообменника (ПТО). Модель учитывает изменение параметров процесса вдоль поверхности теплопередачи и локальные особенности процессов тепломассопереноса в каналах ПТО с пластинами различной геометрической формы гофрировки. Она состоит из системы обыкновенных дифференциальных уравнений со значительно нелинейными правыми частями. Разработано программное обеспечение для его решения методом конечных разностей. Адекватность модели подтверждается сравнением с экспериментом по конденсации паровоздушной смеси в модели канала ПТО.

Ключевые слова: интегрированные технологии, математическая модель, теплообменные аппараты, утилизация тепла, энергосбережение, расчет теплообменников, конденсация газа, пар.

**О. А. ВАСИЛЕНКО, С. К. КУСАКОВ, І. О. БОЧАРНИКОВ, В. В. ЗОРЕНКО, О. П. АРСЕНЬЄВА
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ
ТЕПЛА КОНДЕНСАЦІЙНИХ ГАЗОВИХ ПОТОКІВ**

У статті представлена математична модель конденсації пари з суміші з неконденсованим газом в каналах пластинчастого теплообмінника (ПТО). Модель враховує зміну параметрів процесу уздовж поверхні теплопередачі і локальні особливості процесів тепломасопереносу в каналах ПТО з пластинами різної геометричної форми гофрування. Вона складається з системи звичайних диференціальних рівнянь з значно нелінійними правими частинами. Розроблено програмне забезпечення для його вирішення методом кінцевих різниць. Адекватність моделі підтверджується порівнянням з експериментом по конденсації пароповітряної суміші в моделі каналу ПТО.

Ключові слова: інтегровані технології, математична модель, теплообмінні апарати, утилізація тепла, енергозбереження, розрахунок теплообмінників, конденсація газу, пар.

**A. A. VASILENKO, S. K. KUSAKOV, I. O. BOCHARNIROV, V. V. ZORENKO, O. P. ARSENYEVA
MATHEMATICAL MODEL OF PLASTIC HEAT EXCHANGER FOR UTILIZATION OF HEAT OF
CONDENSED GAS FLOWS**

The article presents a mathematical model of steam condensation from a mixture with noncondensable gas in the channels of a plate heat exchanger (PHE). The model takes into account the change in the process parameters along the surface of heat transfer and the local features of the processes of heat and mass transfer in the channels of PHEs with plates of various geometric forms of corrugation. It consists of a system of ordinary differential equations with significantly nonlinear right-hand sides. The entire system of differential equations is given in this paper. In the mathematical model, generalized correlations of the coefficient of friction and heat and mass transfer coefficients are used. The software for its solution by the method of finite differences is developed. The adequacy of the model is confirmed by comparison with the experiment on the condensation of the vapor-air mixture in the model of the PHE channel. Divergences of calculated and measured total thermal loads did not exceed $\pm 2.8\%$ for all tests performed. The data obtained make it possible to draw a conclusion about the satisfactory accuracy of calculations based on the above model of the total thermal capacity of the PHE.

Keywords: integrated technologies, mathematical model, heat exchangers, heat utilization, energy saving, heat exchangers calculation, gas condensation, steam.

Введение. Энергосбережение является одним из наиболее важных направлений модернизации промышленных предприятий, позволяющих снизить себестоимость выпускаемой продукции, сократить потребление дорогостоящих энергоносителей и снизить вредные выбросы в окружающую среду при генерации энергии [1]. Значительное количество энергии, потребляемой в промышленности, теряется в качестве отработанного тепла при сбросе отходящих газовых потоков в окружающую среду. Значительная часть тепла теряется в виде скрытой теплоты конденсирующихся паров, выделяющихся в смеси газов, исходящих после сжигания топлива, после процессов высыхания различных материалов и других выхлопных газов в промышленности [3]. Многие процессы, такие как: извлечение летучих органических соединений, конденсация аммиака при его синтезе. Газы после реакций также включает в себя тепло, которое теряется при его отводе. Для эффективного использования тепла во всех таких случаях существует потребность в теплообменном оборудовании, которое способно эффективно и экономично утилизировать тепловую энергию. Пластинчатый теплообменник (ПТО), как один из

современных эффективных типов компактных теплообменников [11] хорошо соответствует этой цели. Компактная конструкция, состоящая из пакета гофрированных пластин, штампованных из тонкого металлического листа и интенсивный тепломассоперенос в их каналах, позволяет значительно уменьшить площадь, размер и вес теплопередающей поверхности в сравнении с обычными трубчатыми теплообменниками для работы в тех же условиях [2].

Оптимальное применение эффективного теплообменного оборудования во многом определяет не только экономические характеристики отдельных производственных процессов, но и производственных комплексов в целом [15], а также сказывается на объеме инвестиций при реализации таких проектов [6]. Для повышения эффективности применения ПТО в различных областях промышленности в настоящее время все более широко используются современные методы интегрированных технологий, такие как пинч-анализ [21].

© Василенко А. А., Кусаков С. К., Бочарников И. О., Зоренко В. В., Арсеньева О. П. 2018

Это позволило значительно расширить область применения этого оборудования в промышленности [20]. Этому способствовала разработка надежных методов расчета ПТО для однофазных сред с применением математического моделирования [18], а также надежный учет всех особенностей процесса теплопередачи, включая снижение термического сопротивления загрязнений в каналах ПТО [16].

Для успешного экономически обоснованного применения ПТО в процессах рекуперации тепла из газовых смесей необходим надежный метод их расчета и оптимальная конструкция. Процесс конденсации в присутствии неконденсирующихся газов существенно усложняется дополнительным сопротивлением массопереносу конденсирующегося пара к поверхности конденсации, где уже сконденсированная жидкость также создает тепловое сопротивление для отвода тепла к охлаждающей среде. Обзор публикаций, посвященных изучению процессов тепломассопереноса в трубчатых конденсаторах в присутствии не конденсирующего газа, представлен в работе [8].

Сложность процесса и существенное изменение всех его рабочих параметров вдоль поверхности теплообмена требуют использования математического моделирования процесса для его адекватного описания [10]. Он должен быть дополнен данными экспериментальных исследований процесса с учетом изменения его локальных параметров, особенно когда рассматриваются поверхности с интенсификацией процессов тепло- и массопереноса [7]. В каналах ПТО процесс еще сложнее из-за трехмерной структуры турбулентного потока в каналах. Влияние падения давления во время конденсации в узких каналах может быть гораздо более важным, чем для гладких трубок [14].

Значительное влияние геометрии рифления пластины привело к разработке ряда эмпирических корреляций, применимых для конкретных исследованных коммерческих пластин в ограниченном диапазоне условий процесса [6]. Надлежащее моделирование процессов конденсации в ПТО должно учитывать изменение локальных параметров вдоль поверхности теплообмена с использованием надежных корреляций для тепломассопереноса [2, 13].

В настоящей работе представлена математическая модель конденсации с наличием неконденсирующегося газа в ПТО, учитывающая изменение локальных параметров процесса вдоль поверхности теплообмена. Используются

обобщенные корреляции коэффициента трения и коэффициентов тепломассопереноса. Модель подтверждена экспериментальными результатами для конденсации газовой смеси в модели канала теплообменника.

Разработка математической модели.

Математическая модель ПТО для конденсации пара в присутствии неконденсируемых газов разработана на основе следующих предположений:

1. Соотношения между параметрами процесса на малых частях длины канала одинаковы для любой длины такой же конфигурации.
2. Для условий изменения фазы в середине потока предполагается равновесная концентрация пара. В таких условиях конвективный теплообмен обуславливает изменение температуры газовой фазы, а также образование конденсата в основном потоке.
3. Конденсат смачивает поверхность металла, и образуется пленка конденсата на поверхности пластин.
4. Газопаровая смесь рассматривается как смесь идеальных газов.
5. Теплообменник имеет один ход для обоих потоков.
6. Все каналы в ПТО работают при одинаковых условиях.
7. Потери тепла в окружающую среду можно пренебречь.

На основе анализа тепловых и материальных балансов процесс конденсации пара из его смеси с неконденсирующимся газом в случае противотока с потоком охлаждающей среды может быть описан следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\frac{dG_v}{dx} = -\Pi \cdot j_v \quad (1)$$

$$\frac{dG_L}{dx} = \Pi \cdot j_v \quad (2)$$

$$\frac{dt_{cl}}{dx} = -\Pi \cdot q \quad (3)$$

$$\frac{dt_L}{dx} + \frac{dt_{mx}}{dx} + \Pi \cdot j_v \cdot r_v = \Pi \cdot q \quad (4)$$

$$\frac{dt_{mx}}{dx} = \Pi \cdot h_{cv} \cdot (t_{mx} - t_f) \quad (5)$$

$$(6)$$

$$\frac{dP_{mx}}{dx} = \frac{1}{d_e} \cdot \zeta \cdot \frac{\rho_{mx} \cdot W_{mx}^2}{2} \cdot (1 + 2.9 \cdot X_n^{0.46}) - \frac{d}{dx} \left(\frac{\rho_{mx} \cdot W_{mx}^2}{2} \right) - \frac{d}{dx} \left(\frac{\rho_{mx} \cdot g \cdot x}{2} \right)$$

Здесь G_v и G_L – массовые расходы пара и жидкого конденсата в одном канале, кг/с; t_{cl} , t_L , t_{mx} и t_f – температуры охлаждающей среды, жидкой фазы, газо-паровой смеси и поверхности пленки конденсата,

соответственно, °C; P_{mx} – давление парогазовой смеси, Па; q – удельный тепловой поток через поверхность теплообмена, Вт/м²; j_v – удельный массовый поток конденсирующегося пара на поверхность конденсации, кг/м²; r_v – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; h_{cv} – коэффициент конвективного теплообмена в газовой фазе, Вт/(м²К); ρ_{mx} – плотность парогазовой смеси, кг/м³; W_{mx} – скорость парогазовой смеси, м/с; Π – периметр канала, м; x – координата вдоль длины канала, м; d_e – эквивалентный диаметр канала, м; X_{tt} – параметр Локкарта-Мартинелли для турбулентного режима движения обеих фаз, определяемый следующим уравнением:

$$X_{tt} = \sqrt{dP_L / dP_G} \quad (7)$$

где dP_L и dP_G это изменения давления в канале, рассчитанные при движении в нем только жидкой или только газовой фазы, рассчитанные по уравнениям гидравлического сопротивления каналов ПТО при движении однофазного потока, Па.

Помимо дифференциальных уравнений существуют алгебраические уравнения, связывающие разные переменные. Соотношения между давлением насыщенного пара и его температурой $P_{sat}=P_{sat}(t)$ и $t_{sat}=t_{sat}(P)$ определяются согласно литературным данным. Температура поверхности пленки конденсата:

$$t_f = t_{cl} + q \cdot \left(\frac{1}{h_{cl}} + \frac{\delta_{wl}}{\lambda_{wl}} + \frac{1}{h_L} \right) \quad (8)$$

где δ_{wl} – толщина стенки пластины, м; λ_{wl} – теплопроводность металла пластин, W/(м К); h_L – коэффициент теплопередачи пленки от жидкой пленки к стенке. h_L определяется следующим уравнением, представленным Арсеньевой и др. (2011a):

$$h_L = \frac{\lambda_L}{d_e} Nu^* \cdot \left[1 + x_{tp} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_{mx}} \right) \right]^{0.48} \quad (9)$$

где λ_L – теплопроводность конденсированной жидкости, W/(м К); ρ_L – плотность жидкости, кг/м³; x_{tp} – качество массового пара; Nu^* – число Нуссельта для жидкости, протекающей в канале с общим расходом двух фаз.

Парциальное давление пара на поверхности жидкой пленки определяется для условий насыщения:

$$P_{vf} = P_{sat}(t_f) \quad (10)$$

Массовая доля пара на поверхности жидкой пленки:

$$y_{vf} = \left(\frac{P_{mx} - P_{vf}}{P_{vf}} \cdot \frac{M_g}{M_v} + 1 \right)^{-1} \quad (11)$$

где M_v и M_g – молярные массы

неконденсирующегося газа и пара, соответственно, кг/кмоль (для пара $M_v = 18.015$ кг/кмоль, для воздуха $M_g = 28.96$ кг/кмоль).

Массовая доля пара в ядре потока:

$$y_{vb} = \frac{G_v}{G_v + G_g} \quad (12)$$

Парциальное давление пара в ядре потока:

$$P_{vb} = \frac{P_{mx}}{\frac{M_v}{M_g} \cdot \frac{G_g}{G_v} + 1} \quad (13)$$

Здесь G_g – расход не конденсирующегося газа в канале, кг/с.

Температура насыщения в ядре потока:

$$t_{satb} = t_{sat}(P_{vb}) \quad (14)$$

При решении уравнения (5) должно выполняться условие:

$$t_{mx} \geq t_{sat}(P_{vb}) \quad (15)$$

Поперечный массовый поток конденсирующегося пара к поверхности конденсации:

$$j_v = \beta_D \cdot (y_{vb} \cdot \rho_{mx} - y_{vf} \cdot \rho_{mxf}) \quad (16)$$

Коэффициенты теплоотдачи h_{cv} и массопереноса β_D определяются с использованием аналогии тепло- и массопереноса с учетом влияния поперечного потока массы в каналах ПТО согласно [13].

$$h_{cv} = (\lambda_{mx} / d_e) \cdot \Psi_H \cdot Nu_0 \quad (17)$$

$$\beta_D = (D_D / d_e) \cdot \Psi_D \cdot Nu_{D0} \quad (18)$$

где λ_m – теплопроводность газо-паровой смеси W/(м К); D_D – коэффициент диффузии, м²/с.

(19)

Относительные законы тепло- и массопереноса:

$$\Psi_{H(D)} = 4 \cdot (1 + 0.85 \cdot b_{H(D)}) \cdot \left(1 + \sqrt{\rho_{mx} / \rho_{mxf}}\right)^{-2}$$

Здесь b_H и b_D – тепловой и диффузионный параметры:

$$b_H = \frac{c_{pv}}{c_{pmx}} \cdot \frac{j_v \cdot Re_{mx} \cdot Pr_{mx}}{\rho_{mx} \cdot W_{mx} \cdot Nu_0} \quad b_D = \frac{j_v \cdot Re_{mx} \cdot Pr_D}{\rho_{mx} \cdot W_{mx} \cdot Nu_{D0}} \quad (20)$$

Числа Нуссельта при отсутствии влияния поперечного массового потока определяются по уравнению для однофазного потока в основном гофрированном поле каналов ПТО, представленного в работе [9]:

$$Nu_{0(D)} = 0.065 \cdot Re^{6/7} \cdot \left(\psi \cdot \zeta / F_x\right)^{3/7} \cdot Pr_{(D)}^{0.4} \quad (21)$$

где доля потерь на трение в общих потерях давления определяется по формуле работы Арсеньевой и др. (2012):

$$\psi = \left(Re/A\right)^{-0.15 \cdot \sin(\beta)} \quad \text{at } Re > A; \psi = 1 \quad \text{at } Re \leq A \quad \text{where } A = 380 / [tg(\beta)]^{1.75} \quad (22)$$

Коэффициент трения определяется следующим эмпирическим уравнением, предложенным Арсеньевой и др. (2011):

$$\zeta = 8 \times \left[\left(\frac{12 + p2}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^3} \right]^{1/12} \quad (23)$$

$$A = \left[p4 \cdot \ln \left(\frac{p5}{\left(\frac{7 \cdot p3}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot 10^{-5}} \right) \right]^{16}; \quad B = \left(\frac{37530 \cdot p1}{Re} \right)^{16}$$

где $p1, p2, p3, p4, p5$ являются параметрами, определенными в соответствии с формами гофрировки пластин следующим образом:

$$p1 = \exp(-0.157 \cdot \beta); p2 = \frac{\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2}{3}; p3 = \exp\left(-\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot \frac{1}{\gamma^2}\right); p5 = 1 + \frac{\beta}{10};$$

$$p4 = \left(0.061 + \left(0.69 + tg\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)^{-2.63} \right) \cdot (1 + (1 - \gamma) \cdot 0.9 \cdot \beta^{0.01}) \quad (24)$$

Здесь $\gamma = 2b/S$ – коэффициент гофрирования равный отношению удвоенной высоты к шагу гофров; β – угол наклона гофр к продольной оси пластины, градусы; Re – число Рейнольдса, рассчитанное для эквивалентного диаметра канала, определенного как $de = 2b$; F_x – коэффициент увеличения площади, равный отношению фактической площади теплопередачи пластины к площади ее проекции в плане.

Уравнения (19)–(24) также используются для расчета теплопередачи и падения давления в однофазном потоке охлаждающей среды при расчете по уравнениям (6) и (9). Это позволяет учитывать в математической модели влияние геометрии гофрировки пластин на интенсивность процесса.

Уравнения (1)–(24), дополненные соотношениями для зависимостей от температуры и давления теплофизических свойств сред и геометрическими соотношениями для канала ПТО,

могут быть представлены как система обыкновенных дифференциальных уравнений с нелинейными правыми частями.

Аналитическое решение этой системы невозможно, и численное решение реализовано как программа для ПК с использованием программного обеспечения Mathcad. Используется метод конечных разностей.

Проверка адекватности модели и обсуждение результатов. Результаты расчетов по разработанной математической модели

сравниваются с данными экспериментов, проведенных для конденсации пара из паровоздушной смеси в образце канала ПТО. Экспериментальная модель состояла из четырех гофрированных пластин, сваренных вместе в один пакет с образованием трех каналов. Насыщенная паровоздушная смесь направляется в центральный канал. Там она охлаждается водой, протекающей в двух наружных каналах, теплоизолированных на внешней поверхности наружных пластин. Температуры паровоздушной смеси и охлаждающей воды измерялись с помощью медно-константановых термопар с точностью $\pm 0,1$ °C. Температуры измеряются на входе и выходе потоков и в семи точках вдоль длины канала. Давление паровоздушной смеси измеряется на входе и выходе канала с точностью $\pm 0,005$ бар при помощи манометров. Расход охлаждающей воды измеряется расходомером. Точность измерения $\pm 1\%$. Расход воздуха перед его смешиванием с паром измеряется ротаметрами с минимальной точностью $\pm 2\%$. Массовый расход конденсата измеряется объемным методом с точностью $\pm 1\%$.

Массовый расход пара рассчитывается как сумма расхода конденсата и расхода пара, выходящего из канала с выходящей паровоздушной смесью в условиях насыщения. Образец канала имеет длину 1 метр с шириной 0,225 м. Высота гофров составляет $b = 5$ мм,

толщина пластин $\delta = 1$ мм, угол наклона гофра к продольной оси пластины $\beta = 60^\circ$, коэффициент гофрирования $\gamma = 0,556$ и коэффициент увеличения площади $F_x = 1,15$. Экспериментальное исследование включало 48 испытаний с различными условиями конденсации газопаровой смеси. Абсолютное давление варьировалось от 2,95 до 1,02 бар; объемная доля воздуха в поступающей смеси от 3% до 71%; локальная скорость смеси от 45 до 4 м / с; температура смеси от 88 до 115 °C; температура охлаждающей воды от 24 до 71 °C.

Расчеты параметров процесса по разработанной математической модели выполнялись на основе условий испытаний с заданными расходами потока пара, воздуха, охлаждающей воды. Температуры и давления входящей газопаровой смеси, а также температура выхода охлаждающей воды задавались в соответствии их экспериментальными значениями. Результаты расчетов сравниваются с результатами испытаний по разработанной модели. Расхождения расчетных и измеренных общих тепловых нагрузок не превышали $\pm 2,8\%$ для всех испытаний. Различия в температуре выходящей газопаровой смеси были не больше $\pm 2,5$ °C. Это позволяет сделать вывод об удовлетворительной точности расчетов по модели общей тепловой производительности ПТО.

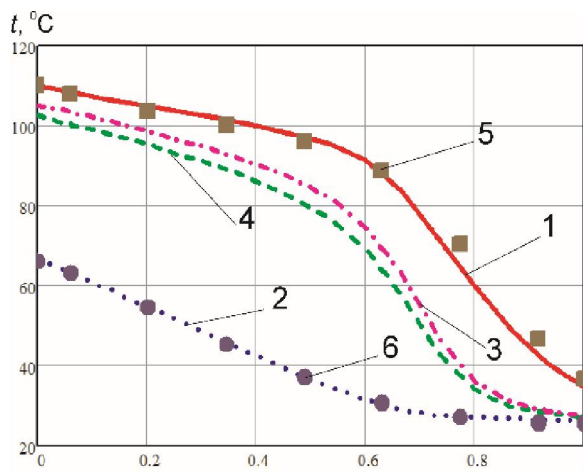
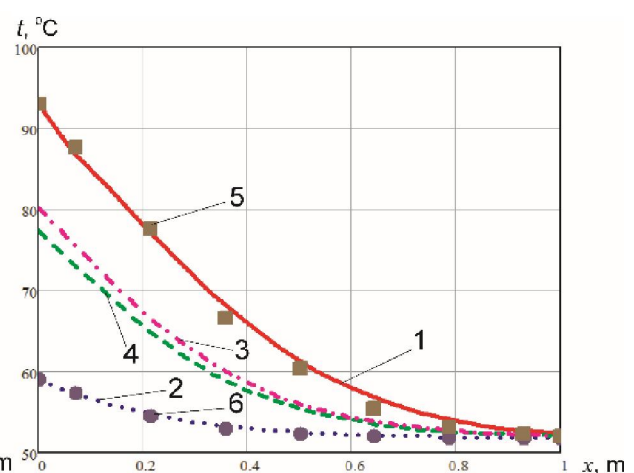
а) $y_{vb} = 0.03$ б) $y_{vb} = 0.55$

Рисунок 1 – Распределение температур в канале ПТО. Расчетные кривые: 1 – воздушно-паровая смесь; 2 – охлаждающая вода; 3 – пленка конденсата; 4 – стенка. Экспериментальные точки: 5 – воздушно-паровая смесь; 6 – охлаждающая вода.

На рис. 1 представлены результаты расчета локальных температур в каналах ПТО для двух испытаний с различным содержанием воздуха в поступающей смеси с паром. Точность расчета локальной температуры газопаровой смеси не менее $\pm 3,1$ °C. Наибольшие расхождения отмечены на участках близких к концу канала в случае низкого содержания газа на входе, когда большая часть пара

конденсируется, и относительные ошибки в вычислении оставшихся небольших количеств пара становятся более значительными. Это показывает важность расчетов по локальным параметрам для процесса со значительным изменением всех его характеристик по длине канала. Такая особенность очень важна при расчетах ПТО для утилизации тепла газообразных потоков и оптимизации стоимости

ПТО в случаях, подобных рассмотренных в статье [3]. Учет влияния параметров гофрирования на производительность ПТО также делает модель важным инструментом для оптимизации геометрий пластин ПТО для использования в процессах конденсации в присутствии неконденсирующихся газов.

Выводы. Расчеты ПТО для использования тепла конденсируемых газопаровых потоков требуют учета изменений локальных параметров процесса вдоль поверхности теплообмена. Это возможно с помощью предлагаемой математической модели, представленной системой обыкновенных дифференциальных уравнений с сильной нелинейностью. Для решения системы уравнений математической модели используется численный метод конечных разностей, реализованный на ПК. Адекватность модели подтверждена сравнением с экспериментальными данными для конденсации паровоздушной смеси в образце канала ПТО. Математическая модель учитывает влияние геометрии пластин на интенсивность процесса и может быть использована для оптимизации геометрии пластин ПТО при их применении для утилизации тепла конденсируемых газопаровых потоков в промышленности.

Список литературы

1. Капустенко П. А., Кузин А. К., Макаровский Е. Л., Товажнянский Л. Л., Ульянов Л. М., Черная Е. Б., 2004. Альтернативная энергетика и энергосбережение: современное состояние и перспективы. ООО Издательский дом «Вокруг цвета».
2. Товажнянский Л. Л., Капустенко П. А., Хавин Г. Л., Арсеньева О. П., 2004. Пластинчатые теплообменники в промышленности. Харьков: НТУ ХПИ.
3. Arsenyeva O.P., Čuček L., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Savchenko Y.A., Kusakov S.K., Matsegora O.I., 2016. Utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process, *Front. Chem. Sci. Eng.* 10 (1) (2016) 131–138.
4. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy, O.V., 2012. Heat transfer and friction factor in criss-cross flow channels of plate-and-frame heat exchangers. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 46(6), 634–641.
5. Arsenyeva O., Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Perevertaylenko O., Khavin, G., 2011a. Investigation of the new corrugation pattern for low pressure plate condensers. *Applied Thermal Engineering*, 31(13), 2146–2152.
6. Eldeeb R., Aute, V., Radermacher R., 2016. A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 65, 12–26.
7. Famileh, I.Z. and Esfahani, J.A., 2017. Experimental investigation of wet flue gas condensation using twisted tape insert. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, pp.1466–1480.
8. Huang J., Zhang J. and Wang L., 2015. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied thermal engineering*, 89, 469–484.
9. Kapustenko P., Arsenyeva O., Dolgonosova O., 2011. The heat and momentum transfers relation in channels of plate heat exchangers, *Chemical Engineering Transactions*. 25, 357–362.
10. Kharangate C.R., Mudawar, I., 2017. Review of computational studies on boiling and condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 1164–1196.
11. Klemeš J. J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyanskyy L., 2015. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. CRC Press, Boca Raton, FL, USA.
12. Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Nagorna O.G., Perevertaylenko O.Y., 2004. The simulation of multicomponent mixtures condensation in plate condensers. *Heat transfer engineering*, 25(5), 16–22.
13. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., 1989. Теоретические основы расчета и разработка сварных пластинчатых холодообменников для агрегатов синтеза аммиака. *Химическая промышленность*, 8, 17–22.
14. Wang L.K., Sunden B., Yang Q.S., 1999. Pressure drop analysis of steam condensation in a plate heat exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 20(1), 71–77.
15. Boldyryev, S., Varbanov, P.S., Nemet, A., Klemeš, J.J. and Kapustenko, P., 2014. Minimum heat transfer area for Total Site heat recovery. *Energy conversion and management*, 87, 1093–1097.
16. Gogenko, A.L., Anipko, O.B., Arsenyeva, O.P. and Kapustenko, P.O., 2007. Accounting for fouling in plate heat exchanger design. *Chemical Engineering Transactions*. 12, 207–212.
17. Nemet, A., Boldyryev, S., Varbanov, P.S., Kapustenko, P.O. and Klemeš, J.J., 2012. Capital cost targeting of total site heat recovery. *Chemical Engineering Transactions*, 29, 1447–1452.
18. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyanskyy, L.L., Kapustenko, P.O. and Khavin, G.L., 2009. Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 18, 791–796.
19. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyanskyy, L.L., Kapustenko, P.O. and Khavin, G.L., 2011b. The Generalized Correlation for Friction Factor in Criss-cross Flow Channels of Plate Heat Exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 25, 399–404.
20. Kapustenko, P., Boldyryev, S., Arsenyeva, O. and Khavin, G., 2009. The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production. *Journal of Cleaner Production*, 17(10), 951–958.
21. Клемеш, Й., Костенко, Ю.Т., Товажнянский, Л.Л., Капустенко, П.А., Ульянов, Л.М., Перевертайленко, А.Ю. and Зулин, Б.Д., 1999. Применение метода пинч-анализа для проектирования энергосберегающих установок нефтепереработки. *Теорет. основы хим. технологии*, 33(4), 420–431.

Bibliography (transliterated)

1. Kapustenko P.O., Kuzin A. K., Makarovskiy E. L., Tovazhnyanskyy L.L., Ulyev L. M., Chernaya E. B., 2004. *Alternativnaya energetika I energosberezhenie: sovremennnoe sostoyanie i perspektiyi*. ООО Izdatelskiy dom «Vokrug tsveta».
2. Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Khavin G. L., Arsenyeva O. P., 2004. *Plastinchatye teploobmenniki v promyshlennosti*. Harkov: NTU HPI.

3. Arsenyeva O.P., Čuček L., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Savchenko Y.A., Kusakov S.K., Matsegora O.I., 2016. Utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process, *Front. Chem. Sci. Eng.* 10 (1) (2016) 131–138.
4. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Demirskiy, O.V., 2012. Heat transfer and friction factor in criss-cross flow channels of plate-and-frame heat exchangers. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 46(6), 634–641.
5. Arsenyeva O., Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Perevertaylenko O., Khavin, G., 2011. Investigation of the new corrugation pattern for low pressure plate condensers. *Applied Thermal Engineering*, 31(13), 2146–2152.
6. Eldeeb R., Aute, V., Radermacher R., 2016. A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 65, 12–26.
7. Famileh, I.Z. and Esfahani, J.A., 2017. Experimental investigation of wet flue gas condensation using twisted tape insert. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, pp.1466–1480.
8. Huang J., Zhang J. and Wang L., 2015. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied thermal engineering*, 89, 469–484.
9. Kapustenko P., Arsenyeva O., Dolgonosova O., 2011. The heat and momentum transfers relation in channels of plate heat exchangers, *Chemical Engineering Transactions*. 25, 357–362.
10. Kharangate C.R., Mudawar, I., 2017. Review of computational studies on boiling and condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 1164–1196.
11. Klemeš J. J., Arsenyeva O., Kapustenko P., Tovazhnyanskyy L., 2015. Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation. CRC Press, Boca Raton, FL, USA.
12. Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Nagorna O.G., Perevertaylenko O.Y., 2004. The simulation of multicomponent mixtures condensation in plate condensers. *Heat transfer engineering*, 25(5), 16–22.
13. Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., 1989. Theoretical foundations for design and development of welded plate cold exchangers for ammonia synthesis units. *Chemical Industry (Khimicheskaya promyshlennost)*, 8, 17–22. (In Russian).
14. Wang L.K., Sunden B., Yang Q.S., 1999. Pressure drop analysis of steam condensation in a plate heat exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 20(1), 71–77.
14. Wang L.K., Sunden B., Yang Q.S., 1999. Pressure drop analysis of steam condensation in a plate heat exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 20(1), 71–77.
15. Boldyryev, S., Varbanov, P.S., Nemet, A., Klemeš, J.J. and Kapustenko, P., 2014. Minimum heat transfer area for Total Site heat recovery. *Energy conversion and management*, 87, 1093–1097.
16. Gogenko, A.L., Anipko, O.B., Arsenyeva, O.P. and Kapustenko, P.O., 2007. Accounting for fouling in plate heat exchanger design. *Chemical Engineering Transactions*. 12, 207–212.
17. Nemet, A., Boldyryev, S., Varbanov, P.S., Kapustenko, P.O. and Klemeš, J.J., 2012. Capital cost targeting of total site heat recovery. *Chemical Engineering Transactions*, 29, 1447–1452.
18. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyanskyy, L.L., Kapustenko, P.O. and Khavin, G.L., 2009. Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 18, 791–796.
19. Arsenyeva, O.P., Tovazhnyanskyy, L.L., Kapustenko, P.O. and Khavin, G.L., 2011b. The Generalized Correlation for Friction Factor in Criss-cross Flow Channels of Plate Heat Exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 25, 399–404.
20. Kapustenko, P., Boldyryev, S., Arsenyeva, O. and Khavin, G., 2009. The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production. *Journal of Cleaner Production*, 17(10), 951–958.
21. Klemes, J., Kostenko, Y.T., Tovazhnyanskii, L.L., Kapustenko, P.A., U'lev, L.M., Perevertaylenko, A. and Zulin, B.D., 1999. The Pinch Design Method for Energy-Saving Oil-Refining Plants. *Theoretical foundations of chemical engineering*, 33(4), pp.379–390.

Поступила (received) 18.06.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Василенко Олександр Анатолійович (Василенко Александр Анатольевич, Vasilenko Aleksandr. Anatolevich) – аспірант кафедри інтегрованих технологій, процесів та апаратів, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4054-6588>; e-mail: kirgleb1969@gmail.com

Кусаков Сергій Константинович (Кусаков Сергей Константинович, Kusakov Sergey Konstantinovich) – аспірант кафедри інтегрованих технологій, процесів та апаратів, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7192-7784>; e-mail: sergey.kusakov@gmail.com

Бочарніков Ігор Олександрович (Бочарников Игорь Александрович, Bocharnikov Igor Olexandrovich) – аспірант кафедри інтегрованих технологій, процесів та апаратів, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9425-6730>, e-mail: kap@kpi.kharkov.ua

Зоренко Віктор Володимирович (Зоренко Виктор Владимирович, Zorenko Viktor Volodymirovich) – інженер-електрик, «АО Співдружність-Т», ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9425-6730>, e-mail: kap@kpi.kharkov.ua

Арсеньєва Ольга Петрівна (Арсеньева Ольга Петровна, Arsenyeva Olga Petrovna) – д.т.н. проф. кафедри інтегрованих технологій, процесів та апаратів, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9013-6451>; e-mail: o.p.arsenyeva@gmail.com